

# 公開実用 昭和60- 85646

⑨ 日本国特許庁 (JP)

⑩ 実用新案出願公開

## ⑪ 公開実用新案公報 (U)

昭60- 85646

⑫ Int.CI. 4

F 16 F 15/02  
B 60 K 5/12  
F 16 M 7/00

識別記号

庁内整理番号

⑬ 公開 昭和60年(1985)6月13日

6581-3J  
7725-3D  
7191-3G

審査請求 未請求 (全頁)

⑭ 考案の名称 車両用防振構造

⑮ 実 頼 昭58-175759

⑯ 出 頼 昭58(1983)11月14日

|       |            |                          |
|-------|------------|--------------------------|
| ⑰ 考案者 | 田 村 定 逸    | 豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内   |
| ⑰ 考案者 | 松 林 淳      | 池田市桃園2丁目1番1号 ダイハツ工業株式会社内 |
| ⑱ 出願人 | トヨタ自動車株式会社 | 豊田市トヨタ町1番地               |
| ⑱ 出願人 | ダイハツ工業株式会社 | 池田市ダイハツ町1番1号             |
| ⑲ 代理人 | 弁理士 中島 淳   |                          |

## 明細書

## 1. 考案の名称

車両用防振構造

## 2. 実用新案登録請求の範囲

(1) 四輪駆動車等アンダーボディにプロテクタ用のアンダーガードを具備する車両用防振構造であつて、前記アンダーガードをトランスファーケースに連結し、アンダーガード側とトランスファ側の共振周波数を一致させたことを特徴とする車両用防振構造。

(2) 前記アンダーガードがブッシュを介してトランスファーケースに連結されている実用新案登録請求の範囲第(1)項に記載の車両用防振構造。

(3) 前記アンダードが直接トランスファーケースに固着されている実用新案登録請求の範囲第(1)項に記載の車両用防振構造。

## 3. 考案の詳細な説明

## 〔考案の利用分野〕

本考案は、主として四輪駆動車のエンジン、トランスミッション、トランスファ等から生ずる振

# 公開実用 昭和60-185646

動騒音を低減するための車両用防振構造に関する。

## 〔背景技術〕

四輪駆動車は、前後輪を同時駆動できる車両で砂地、急坂路、ぬかるみ等走行抵抗の大きい悪路走行を可能とする車両である。このため、山間地、降雪地、砂漠での交通手段の他、ハンティング、キャンピングやオフロードドライブ等を始め、最近では多目的車として使用されている。また、構造的にはトランスミッションの他に駆動力を前後に分配するトランスファが設置され、アンダーボディの下面には路面干渉の防止及び悪路走破性を向上させるためのアンダーカードが取付けられている。

一方、四輪駆動車では、エンジン、クラッチ、ハウジングトランスミッション及びトランスファ等によつて構成される駆動設備の共振周波数が車両の常用速度域にあることが多く、このため車両騒音が悪化する原因となつてゐる。このうち、エンジンやトランスミッションにはインシュレータが設置されているが、これらのみでは共振から生

する騒音を完全には防止することができない。更に、動力伝達系で最も共振振幅の大きいトランスファ付近には、殆んど対策が講じられていない。

これを防止するため、最も効果的なのは防振材を設置することであるが、設置スペース、重量の増加及びコスト上昇につながる欠点がある。

#### 〔考案の目的〕

本考案はかかる事情に鑑みてなされたものであり、その目的は、従来の車両構造を殆んど変えることなく駆動設備の共振から生ずる騒音を低減し得るような車両用防振構造を提供することにある。

#### 〔考案の構成〕

上記目的を達成するため、本考案では、プロテクタ用のアンダーガードを共振振幅の最も大きいトランスファケースに取付けると共に両者の共振周波数を一致させてダイナミックダンパ作用により振動を吸収できるよう構成してある。

#### 〔考案の実施例〕

第1図には、本考案の防振構造が適用された駆動設備10が示されている。駆動設備10は、磁

## 公開実用 昭和60- 85646

動源であるエンジン 1 2、クラッヂを内装したクラッヂハウジング 1 4、トランスミッショニを内装したトランスミッショニケース 1 6、駆動力を前後輪に分配伝達するトランスファを内装したトランスファケース 1 8 から構成されている。

エンジン 1 2 はフロントマウントインシユレータ 2 0 を介してフロントサポートメンバ 2 2 に懸架され、トランスミッショニケース 1 6 もリヤマウントインシユレータ 2 4 を介してリヤサポートメンバ 2 6 に懸架されている。フロントマウントインシユレータ 2 0 及びリヤマウントインシユレータ 2 4 は中間部にゴム部分を有し、エンジン 1 2 及びトランスミッショニケース 1 6 の防振作用を行なう。また、エンジン 1 2 とクラッヂハウジング 1 4 間には、結合剛性を高めるための補強プレート 2 8 がすじかい状に設けられている。

トランスファケース 1 8 からは、前輪へ駆動力を伝達するための出力軸（図示せず）と後輪へ駆動力を伝達する出力軸 3 0 が突出している。出力

軸30には、ユニバーサルジョイント32を介してスライン34が連結され、スライン34にプロペラシャフト36が軸方向移動可能に嵌合している。図示していないがプロペラシャフト36の他端にもスライン、ユニバーサルジョイントが連結され、差動歯車装置を経て後輪に動力が伝達されるようになつてゐる。

一方、トランスファーケース18の下面には、ブッシュ38を介してアンダーガード40が取付けられている。ブッシュ38は、第2図に示すように2枚の小ブレート42、44と小ブレート42、44間に介装されたゴム部材46とから構成される。小ブレート42にはトランスファーケース18取付用の一対の孔42Aが穿設され、小ブレート44にもアンダーガード40取付用の一対の孔44Aが設けられている。

アンダーガード40は、クラッチハウジング14、トランスミッションケース16、トランスファーケース18、ユニバーサルジョイント32及びスライン34付近を下方から被うブレートで、車両

# 公開実用 昭和60- 85646

走行中に前記各部材と路面との干渉を防止したり、路面干渉を起こしたとき脱出し易いようにするものである。この実施例では、アンダーガード40の中间部を上方へ突出させて一对の孔40Aを形成し、ブッシュ38の小プレート44と取付け可能になしてある。

以上のように構成された本実施例の防振構造は、ダイナミックダンパ作用を行ない、次にその詳細を振動学的に説明する。

一般にこの種の四輪駆動車において駆動設備10の共振周波数は100～120Hzであり、その振動モードは第3図に示す如くである。この図から判るよう振幅が最も大きくなるのは、駆動設備10の後方即ちトランスファーケース18の後端部分である。

一方、本実施例におけるアンダーガード40及びブッシュ38をトランスファーケース18に取付けた場合の等価振動モデルを第4図に示す。この図においてKはフロントマウントインシユレータ20とリヤマウントインシユレータ24の合成ばね定

数であり、Mは駆動設備10の質量、kはブッシュ38とアンダーガード40の弾性分を合成したばね定数、mはアンダーガード40の質量である。

第4図は所謂2自由度系の振動モデルで、質量m及び定数kのはねは質量Mに対してダイナミックダンパ(動吸振器)を構成し、質量Mの共振時ににおける振幅を小さくすることができる。ダイナミックダンパ効果が最も発揮されるのは起振振動数がダイナミックダンパの固有振動数と等しいときであるから、この実施例ではアンダーガード40とブッシュ38の共振周波数f0が駆動設備10の共振周波数fpと一致するように質量m及びばね定数kを設定することが必要である。

トランスファーケース18後端部の振動特性を第5図に示す。この図において破線は従来品(アンダーガード40、ブッシュ38なし)、実線が本考案の振動特性である。この図からトランスファーケース18後端部の振動レベルが従来品に比べて小さくなることが理解されよう。これに伴なつて駆動設備10の共振に起因する音圧レベルも第6図

公開実用 昭和60-85646

に示すように低減する。低減範囲を図中斜線で示してある。

この実施例では、アンダーガード40に路面干渉防止作用のみならずダイナミックダンパ作用をも行なわせているから、新たな部材を付設することなく車内の振動騒音を低減することができる。更に、アンダーガード40の設置により、トランスマッショングケース等からの輻射音をも遮断できるから車外への騒音低減に役立つ。

第7図は本考案に係る防振構造の他の実施例を示したもので、図から判るようにアンダーガード40はボルト等により直接トランスマッショングケース18の下面に取付けられている。この場合には、アンダーガード40自体の固有振動数が駆動設備10の共振周波数 $f_p$ と等しくなるようアンダーガード40のばね定数を設定すればよい。この構造においても、第5図及び第6図と同様の効果が得られる。

#### 〔考案の効果〕

以上のように、本考案では、アンダーガードをト

ランスフアケースに取付けると共に両者の共振周波数を一致させてダイナミックダンパ効果により駆動設備系の振動を吸収できる構成としたから、新たな部材を殆んど要せずして騒音を低減することができる。

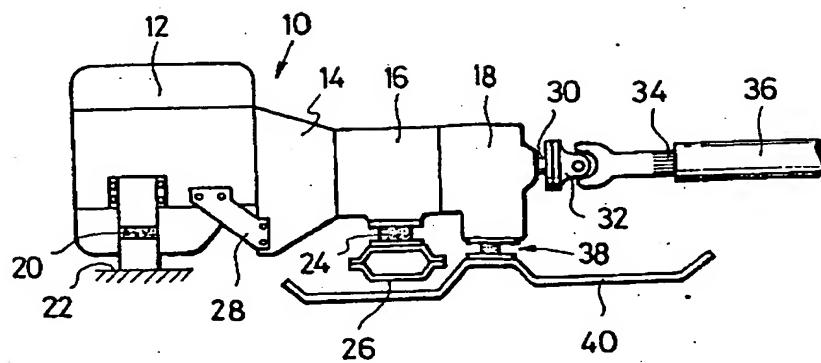
#### 4. 図面の簡単な説明

第1図は本考案に係る防振構造を示す駆動設備の側面図、第2図はアンダーガードとブッシュの斜視図、第3図は駆動設備各部の振動モードを示すグラフ、第4図は本考案の等価振動モデルを示す簡略図、第5図は本考案と従来品の振動特性を比較したグラフ、第6図は本考案と従来品の音圧レベルを比較したグラフ、第7図は他の実施例を示した第1図同様の側面図である。

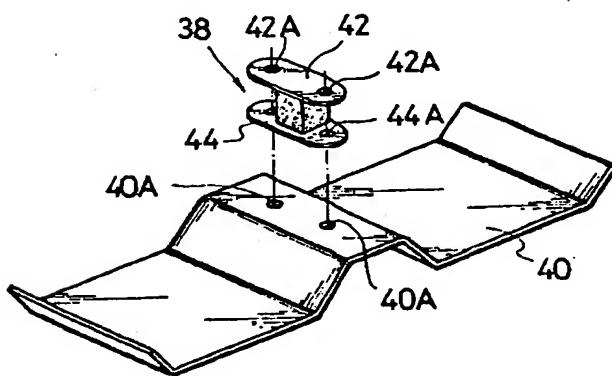
10…駆動設備 12…エンジン 14…クラッチハウジング 16…トランスミッションケース  
 18…ランスフアケース 38…ブッシュ  
 40…アンダーガード M…駆動設備質量 k…ブッシュとアンダーガードの合成ばね定数 m…アンダーガード質量

公開実用 昭和60-185646

第 1 図



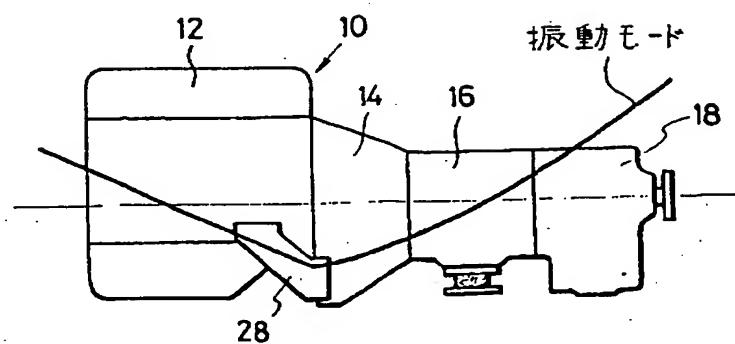
第 2 図



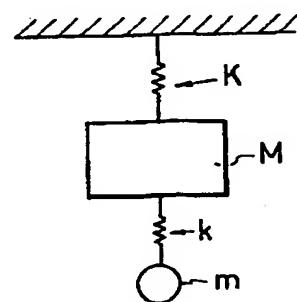
463 實開60-85646

代理人 弁理士 中 島 淳

第3図



第4図

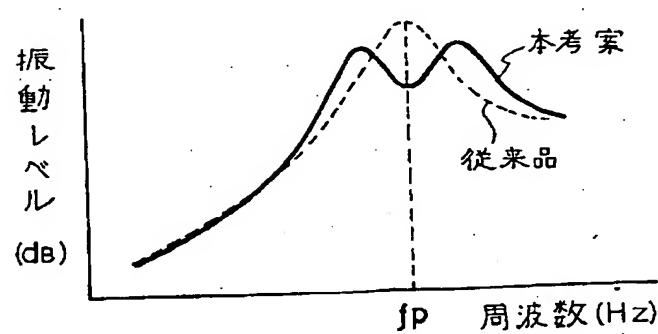


464 実開60-85646

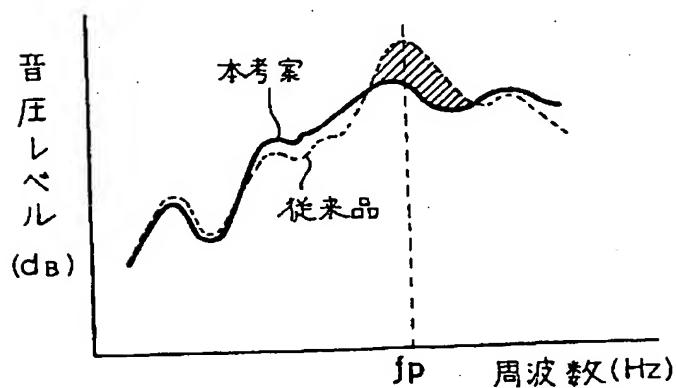
代理人 力理士 中島淳

公開実用 昭和60- 85646

第5図

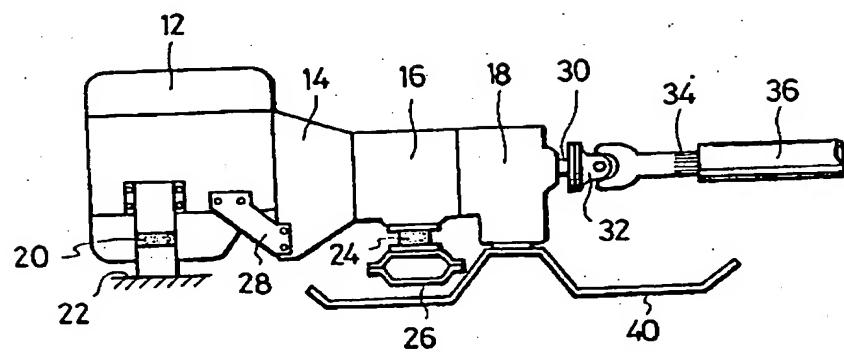


第6図



465 実開60-85646  
(代理人) 井理上 中島淳

第 7 図



466 実開昭 60-85646

代理人 井垣上 中島 浩